

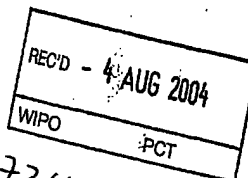
10/510427

Rec'd PCT/PTO 06 OCT 2004

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

PCT/EP200 4 / 0 0 5 7 3 4

**PRIORITY
DOCUMENT**
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)



CP04/ 5734
**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
einer Patentanmeldung**

Aktenzeichen:

103 24 692.4

Anmeldetag:

30. Mai 2003

Anmelder/Inhaber:

Liebherr-Werk Nenzing GmbH, Nenzing/AT

Bezeichnung:

Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an
einem Lastseil hängenden Last mit optimierter
Bewegungsführung

IPC:

B 66 C 13/06

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ur-
sprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 17. Juni 2004
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Dzierzon

BEST AVAILABLE COPY

A 9181
03/00
EDV-L



30.05.2003

00876-03 La/se

Liebherr-Werk Nenzing GmbH
A-6710 Nenzing

**Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil
hängenden Last mit optimierter Bewegungsführung**

Zusammenfassung

Die Erfindung betrifft einen Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil hängenden Last mit einem Drehwerk zum Drehen des Krans oder Baggers, einem Wippwerk zum Aufrichten bzw. Neigen eines Auslegers und einem Hubwerk zum Heben bzw. Senken der an dem Seil aufgehängten Last mit einem Antriebssystem. Erfindungsgemäß weist der Kran oder Bagger eine Bahnsteuerung auf, deren Ausgangsgrößen direkt oder indirekt als Eingangsgrößen in die Regelung für die Position bzw. die Geschwindigkeit des Krans oder Baggers eingehen, wobei die Führungsgrößen für die Steuerung in der Bahnsteuerung so generiert werden, dass sich eine Lastbewegung mit minimierten Pendelausschlägen ergibt.

30.05.2003

00876-03 La/se

Liebherr-Werk Nenzing GmbH
A-6710 Nenzing

**Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil
hängenden Last mit optimierter Bewegungsführung**

Die Erfindung betrifft einen Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil hängenden Last nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Im einzelnen befasst sich die Erfindung mit der Generierung von Führungsgrößen als Steuerfunktionen bei Kranen oder Baggern, die eine Bewegung der an einem Seil aufgehängten Last in mindestens drei Freiheitsgraden zulässt. Derartige Krane oder Bagger weisen ein Drehwerk, das auf einem Fahrwerk aufgebracht sein kann, auf, welches zum Drehen des Kranes oder Baggers dient. Weiterhin ist ein Wippwerk zum Aufrichten bzw. Neigen eines Auslegers und ein Schwenkwerk vorhanden. Schließlich umfasst der Kran oder Bagger ein Hubwerk zum Heben bzw. Senken der an dem Seil aufgehängten Last. Derartige Kräne oder Bagger finden in verschiedenster Ausführung Verwendung. Beispielhaft sind hier Hafenmobilkrane, Schiffskrane, Offshore-Krane, Raupenkrane bzw. Seilbagger zu nennen.

Beim Umschlagen einer an einem Seil hängenden Last mittels eines derartigen Kranes oder Baggers entstehen Pendelbewegungen der Last, die auf die Bewe-

gung des Kranes oder Baggers selbst zurückzuführen sind. Es wurden nun bereits in der Vergangenheit Anstrengungen unternommen, um Pendelschwingungen bei Lastkränen zu verringern bzw. zu unterdrücken.

Die WO 02/32805 A1 beschreibt einen Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil hängenden Last mit einer computergesteuerten Regelung zur Dämpfung der Lastpendelung, die ein Bahnplanungsmodul, eine Zentripetalkraftkompensationseinrichtung und zumindest einen Achsregler für das Drehwerk, einen Achsregler für das Wippwerk und einen Achsregler für das Hubwerk aufweist. Dabei wird im Bahnplanungsmodul nur die kinematischen Begrenzungen des Systems berücksichtigt. Das dynamische Verhalten findet nur beim Entwurf der Regelung Berücksichtigung.

Aufgabe der Erfindung ist es, die Bewegungsführung der am Lastseil hängenden Last noch weiter zu optimieren.

Zur Lösung dieser Aufgabe weist ein gattungsgemäßer Kran oder Bagger eine Steuerung auf, in der die Führungsgrößen für die Steuerung so generiert werden, dass sich eine optimierte Bewegung mit minimierten Pendelausschlägen ergibt. Hierbei kann auch die abgefahrte Bahn der pendelnden Last prognostiziert werden und darauf aufbauend eine Kollisionsvermeidungsstrategie realisiert werden.

Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den sich an den Hauptanspruch anschließenden Unteransprüchen.

So ergibt sich im Zusammenhang mit einer Regelung zur Lastpendeldämpfung ein optimiertes Bewegungsverhalten mit vermindertem Restpendeln und geringeren Pendelausschlägen während der Fahrt. Ohne die Regelung zur Lastpendeldämpfung kann die erforderliche Sensorik am Kran verringert werden. Es kann ein voll-automatischer Betrieb, bei dem Start und Zielpunkt feststehen ebenso realisiert werden, wie ein Handhebelbetrieb, der im folgenden als halbautomatischer Betrieb bezeichnet wird.

5

In der vorliegenden Erfindung werden die Sollfunktionen im Gegensatz zur WO 02/32805 A1 nun derart generiert, dass bereits vor dem Aufschalten auf die Regelung das dynamische Verhalten des Krans berücksichtigt ist. Damit hat die Regelung nur noch die Aufgabe, Modellabweichungen und Störgrößen auszugleichen, wodurch ein verbessertes Fahrverhalten resultiert. Zudem kann, wenn die Positionsgenauigkeit und das tolerierbare Restpendeln es zulässt, die Regelung ganz entfallen und der Kran mit dieser optimierten Steuerfunktion betrieben werden. Allerdings wird das Verhalten etwas ungünstiger als beim Betrieb mit der Regelung sein, da das Modell nicht in allen Details mit den tatsächlichen Gegebenheiten übereinstimmt.

Das Verfahren sieht zwei Betriebsmodi vor. Den Handhebelbetrieb, bei dem der Bediener durch die Handhebelauslenkung eine Sollgeschwindigkeit der Last vorgibt, und dem vollautomatischen Betrieb, bei dem Start- und Zielpunkt vorgegeben werden.

Daneben kann die optimierte Steuerfunktionsberechnung allein oder in Zusammenhang mit einer Regelung zur Lastpendeldämpfung betrieben werden.

Weitere Einzelheiten und Vorteile der Erfindung werden anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels erläutert. Als typischer Vertreter für einen Kran oder Bagger der eingangs genannten Gattung wird die Erfindung hier anhand eines Hafenmobilkranes beschrieben.

Es zeigen:

Fig. 1: Prinzipielle mechanische Struktur eines Hafenmobilkranes

Fig. 2: Zusammenwirken von hydraulischer Steuerung und Bahnsteuerung mit Modul zur optimierten Bewegungsführung als Steuerfunktion des Kranes

Fig. 3: Struktur der Bahnsteuerung mit Modul zur optimierten Bewegungsführung mit Regelung zur Lastpendeldämpfung

Fig. 4: Struktur der Bahnsteuerung mit Modul zur optimierten Bewegungsführung als Steuerfunktion ohne Regelung zur Lastpendeldämpfung (ggf. mit unterlagerten Positionsreglern für die Antriebe)

Fig. 5: Mechanischer Aufbau des Drehwerks und Definition von Modellvariablen

Fig. 6: Mechanischer Aufbau des Wippwerks und Definition von Modellvariablen

Fig. 7: Aufrichtkinematik des Wippwerks

Fig. 8: Ablaufdiagramm für die Berechnung der optimierten Steuergröße im vollautomatischen Betrieb

Fig. 9: Ablaufdiagramm für die Berechnung der optimierten Steuergröße im halbautomatischen Betrieb

Fig. 10: Beispielhafte Führungsgrößengenerierung im vollautomatischen Betrieb

In Fig. 1: ist die prinzipielle mechanische Struktur eines Hafenmobilkrans dargestellt. Der Hafenmobilkran ist zumeist auf einem Fahrgestell 1 montiert. Zur Positionierung der Last 3 im Arbeitsraum kann der Ausleger 5 mit dem Hydraulikzylinder des Wippwerks 7 um den Winkel φ_A gekippt werden. Mit dem Hubwerk kann die Seillänge l_S variiert werden. Der Turm 11 ermöglicht die Drehung des Auslegers um den Winkel φ_D um die Hochachse. Mit dem Lastschwenkwerk 9 kann die Last am Zielpunkt um den Winkel φ_{rot} gedreht werden.

Fig. 2 zeigt das Zusammenwirken von hydraulischer Steuerung und Bahnsteuerung 31 mit Modul zur optimierten Bewegungsführung. In der Regel besitzt der Hafenmobilkran ein hydraulisches Antriebssystem 21. Ein Verbrennungsmotor 23 speist über ein Verteilergetriebe die hydraulischen Steuerkreise. Die hydraulischen Steuerkreise bestehen jeweils aus einer Verstellpumpe 25, die über ein Proportionalventil im Vorsteuerkreis angesteuert wird, und einem Motor 27 oder Zylinder 29 als Arbeitsmaschine. Über das Proportionalventil wird damit lastdruckunabhängig ein Förderstrom Q_{FD} , Q_{FA} , Q_{FL} , Q_{FR} eingestellt. Die Proportionalventile werden über die Signale u_{SID} , u_{SIA} , u_{SIL} , u_{SIR} angesteuert. Die hydraulische Steuerung ist meist mit einer unterlagerten Förderstromregelung ausgestattet. Wesentlich ist dabei, daß die Steuerspannungen u_{SID} , u_{SIA} , u_{SIL} , u_{SIR} an den Proportionalventilen durch die un-

terlagerte Förderstromregelung in hierzu proportionale Förderströme Q_{FD} , Q_{FA} , Q_{FL} , Q_{FR} im entsprechenden Hydraulikkreislauf umgesetzt werden.

Die Struktur der Bahnregelung ist nun in den Figuren 3 und 4 dargestellt. Figur 3 zeigt die Bahnsteuerung mit dem Modul zur optimierten Bewegungsführung mit Regelung zur Lastpendeldämpfung und Figur 4 die Bahnsteuerung mit dem Modul zur optimierten Bewegungsführung ohne Regelung zur Lastpendeldämpfung. Diese Lastpendeldämpfung kann beispielsweise nach der Schrift WO 02/32805 A1 entworfen worden sein. Daher wird der dort offenbarte Inhalt vollumfänglich in diese Schrift mit einbezogen.

Wesentlich ist nun, daß die Zeitfunktionen für die Steuerspannungen der Proportionalventile nicht mehr direkt aus den Handhebeln beispielsweise über Rampenfunktionen oder einen Bahnplaner, der die kinematischen Beschränkungen des System berücksichtigt, abgeleitet werden, sondern derart in der Bahnsteuerung 31 berechnet werden, daß beim Bewegen des Krans keine Pendelbewegungen der Last auftreten und die Last der gewünschten Bahn im Arbeitsraum folgt. D.h. bei der Berechnung der optimierten Steuergröße wird nicht nur die kinematische Beschreibung sondern die dynamische Beschreibung des Systems berücksichtigt.

Eingangsgrößen des Moduls 37 ist eine Sollpunktmatrix 35 für die Position und Orientierung der Last, die im einfachsten Fall aus Start- und Zielpunkt besteht. Die Position wird üblicherweise bei Drehkränen durch Polarkoordinaten beschrieben (φ_{LD} , r_{LA} , l). Da dadurch die Position des ausgedehnten Körpers (bspw. eines Containers) im Raum nicht vollständig beschrieben wird, kann eine weitere Winkelgröße hinzugenommen werden (Drehwinkel γ_L um die Hochachse, die parallel zum Seil liegt). Die Zielpositionsgrößen φ_{LDZiel} , r_{LAZiel} , l_{Ziel} , γ_{LZiel} sind im Vektor q_{Ziel} zusammengefasst.

Eingangsgrößen des Moduls 39 sind die aktuellen Stellungen der Handhebel 34 zur Ansteuerung des Krans. Die Auslenkung der Handhebel entspricht der gewünschten Zielgeschwindigkeit der Last in der jeweiligen Bewegungsrichtung. Dement-

sprechend werden die Ziel-Geschwindigkeiten $\dot{\phi}_{LDZiel}, \dot{r}_{LAZiel}, \dot{l}_{Ziel}, \dot{\gamma}_{Ziel}$ zum Ziel-geschwindigkeitsvektor $\underline{\dot{q}}_{Ziel}$ zusammengefasst.

Im Falle des Moduls zur optimierten Bewegungsführung im vollautomatischen Betrieb 37 kann aus dieser Information über das abgelegte Modell zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens und den gewählten Rand- und Nebenbedingungen das Optimalsteuerungsproblem gelöst werden. Ausgangsgrößen sind dann die Zeitfunktionen $u_{out,D}, u_{out,A}, u_{out,l}, u_{out,R}$, die zugleich Eingangsgrößen der unterlagerten Regelung zur Lastpendeldämpfung 36 bzw. der unterlagerten Regelung für Position bzw. Geschwindigkeit des Krans 41. Auch eine direkte Ansteuerung 41 des Krans ohne unterlagerte Regelung ist bei entsprechender Formulierung der Gleichungen in 37 möglich.

Im Falle des Moduls zur optimierten Bewegungsführung im halbautomatischen Betrieb 39 wird jedoch zur Information der aktuell gewünschten Zielgeschwindigkeit der Last durch die Handhebelstellung als weitere Information der aktuelle Systemzustand neben der Rand- und Nebenbedingungen benötigt. Deshalb müssen im halbautomatischen Betrieb die Meßgrößen der Position von Kran und Last laufend auf das Modul 39 zurückgeführt werden. Im einzelnen sind dies:

Drehwerkswinkel ϕ_D , Wippwerkswinkel ϕ_A , Seillänge l_s , und relative Lasthakenposition c

und die Winkel zur Beschreibung der Lastposition:

tangentialer Seilwinkel ϕ_{St} , radialer Seilwinkel ϕ_{Sr} , und absoluter Rotationswinkel der Last γ_L .

Insbesondere letztgenannte Meßgrößen für Seilwinkel und absoluten Rotationswinkel der Last sind nur mit größerem Aufwand messtechnische zu erfassen. Für die Realisierung einer Lastpendeldämpfung sind diese jedoch unabdingbar notwendig,

um Störungen auszugleichen. Dadurch kann eine sehr hohe Positioniergenauigkeit bei geringem Restpendeln auch unter Einfluß von Störgrößen (wie Wind) erreicht werden. Im Falle von Fig. 3 stehen diese Größen alle zur Verfügung.

Wird jedoch das Verfahren in einem System eingesetzt, in dem keine Sensoren für die Seilwinkelmessung und den absoluten Rotationswinkel existieren, so muß für das Modul zur optimierten Bewegungsführung im halbautomatischen Betrieb diese Größen rekonstruiert werden. Hier bieten sich modellbasierte Schätzverfahren 43, wie Beobachterstrukturen, an. Hierbei wird aus den Meßgrößen der Kranposition und den Ansteuerfunktionen $u_{out,D}$, $u_{out,A}$, $u_{out,I}$, $u_{out,R}$ in einem hinterlegten dynamischen Modell die fehlenden Zustandsgrößen geschätzt (siehe Fig. 4).

Grundlage für das Verfahren der optimierten Bewegungsführung ist das Verfahren der dynamischen Optimierung. Hierzu muß das dynamische Verhalten des Kranes in einem Differentialgleichungsmodell abgebildet werden. Hierzu kann entweder der Lagrange Formalismus oder die Methode nach Newton Euler verwendet werden.

Im folgenden werden mehrere mögliche Modellansätze vorgestellt. Zunächst werden anhand Fig. 5 und 6 die Definition der Modellvariablen vorgenommen. Zur besseren Übersichtlichkeit zeigt Fig. 5 die Modellvariablen die im Zusammenhang mit der Drehbewegung stehenden Modellvariablen und Fig. 6 die Modellvariablen für die radiale Bewegung.

Zunächst wird Fig. 5 detailliert erläutert. Wesentlich ist dabei der dort gezeigte Zusammenhang zwischen der Drehposition φ_D des Kranturmes und der Lastposition φ_{LD} in Drehrichtung. Die um den Pendelwinkel korrigierte Lastdrehwinkelposition berechnet sich dann zu

$$\varphi_{LD} = \varphi_D + \frac{l_S}{l_A \cos \varphi_A} \sin \varphi_{St} \quad (1)$$

l_s ist dabei die resultierende Seillänge vom Auslegerkopf bis zum Lastmittelpunkt. φ_A ist der aktuelle Aufrichtwinkel des Wippwerks, l_A ist die Länge des Auslegers, φ_{st} ist der aktuelle Seilwinkel in tangentialer Richtung.

Das dynamische System für die Bewegung der Last in Drehrichtung kann durch die folgenden Differentialgleichungen beschrieben werden.

$$\left[J_T + (J_{AZ} + m_A s_A^2 + m_L l_A^2) \cos^2 \varphi_A \right] \ddot{\varphi}_D + m_L l_A l_s \cos \varphi_A \ddot{\varphi}_{st} + b_D \dot{\varphi}_D = M_{MD} - M_{RD} \quad (2)$$

$$m_L l_A l_s \cos \varphi_A \ddot{\varphi}_D + m_L l_s^2 \ddot{\varphi}_{st} + m_L g l_s \varphi_{st} = 0 \quad (3)$$

Bezeichnungen:

m_L	Lastmasse
l_s	Seillänge
m_A	Masse des Auslegers
J_{AZ}	Massenträgheitsmoment des Auslegers bezüglich Schwerpunkt bei Drehung um Hochachse
l_A	Länge des Auslegers
s_A	Schwerpunktsabstand des Auslegers
J_T	Massenträgheitsmoment des Turmes
b_D	viskose Dämpfung im Antrieb
M_{MD}	Antriebsmoment
M_{RD}	Reibmoment

(2) beschreibt im wesentlichen die Bewegungsgleichung für den Kranturm mit Ausleger, wobei die Rückwirkung durch die Lastpendelung berücksichtigt wird. (3) ist die Bewegungsgleichung, welche die Lastpendelung um den Winkel φ_{st} beschreibt, wobei die Anregung der Lastpendelung durch die Drehung des Turmes über die Winkelbeschleunigung des Turmes oder eine äußere Störung, ausgedrückt durch Anfangsbedingungen für diese Differentialgleichungen, verursacht wird.

Der hydraulische Antrieb wird durch die folgenden Gleichungen beschrieben.

$$\begin{aligned} M_{MD} &= i_D \frac{V}{2\pi} \Delta p_D \\ \Delta p_D &= \frac{1}{V\beta} (Q_{FD} - i_D \frac{V}{2\pi} \dot{\phi}_D) \\ Q_{FD} &= K_{PD} u_{StD} \end{aligned} \quad (4)$$

i_D ist das Übersetzungsverhältnis zwischen Motordrehzahl und Drehgeschwindigkeit des Turms, V ist das Schluckvolumen der Hydraulikmotoren, Δp_D ist der Druckabfall über dem hydraulischen Antriebsmotor, β ist die Ölkompessibilität, Q_{FD} ist der Förderstrom im Hydraulikkreis für das Drehen und K_{PD} ist die Proportionalitätskonstante, die den Zusammenhang zwischen Förderstrom und Ansteuerspannung des Proportionalventils angibt. Dynamische Effekte der unterlagerten Förderstromregelung werden vernachlässigt.

Alternativ hierzu kann das Übertragungsverhalten der Antriebsaggregate anstatt mit der Gleichung 4 durch einen approximativen Zusammenhang als Verzögerungsglied 1. oder höherer Ordnung dargestellt werden. Im folgenden ist die Approximation mit einem Verzögerungsglied 1. Ordnung dargestellt. Danach ergibt sich die

$$\dot{\phi}_D = \frac{K_{PDAntr}}{1 + T_{Antr}s} u_{StD} \quad (5)$$

bzw. im Zeitbereich

$$\ddot{\phi}_D = -\frac{1}{T_{Antr}} \dot{\phi}_D + \frac{K_{PDAntr}}{T_{Antr}} u_{StD} \quad (6)$$

Damit kann aus den Gleichungen (6) und (3) ebenfalls eine adäquate Modellbeschreibung aufgebaut werden. T_{Antr} ist die approximative (aus Messungen ermittelte) Zeitkonstante zur Beschreibung des Verzögerungsverhaltens der Antriebe. K_{PDAntr}

die resultierende Verstärkung zwischen Ansteuerspannung und resultierender Geschwindigkeit im stationären Fall.

Bei einer unerheblichen Zeitkonstante bezüglich der Antriebsdynamik kann direkt eine Proportionalität zwischen Geschwindigkeit und Ansteuerspannung, des Proportionalventils angenommen werden.

$$\dot{\phi}_D = K_{PDdirekt} u_{StD} \quad (7)$$

Auch hier kann dann aus den Gleichungen (7) und (3) eine adäquate Modellbeschreibung aufgebaut werden.

Für die in Fig. 6 dargestellte radiale Bewegung lässt sich analog zu den Gleichungen (2) und (3) die Bewegungsgleichungen aufstellen. Hierzu gibt Fig. 6 Erläuterungen zur Definition der Modellvariablen. Wesentlich ist dabei der dort gezeigte Zusammenhang zwischen der Aufrichtwinkelposition φ_A des Auslegers und der Lastposition in radialer Richtung r_{LA}

$$r_{LA} = l_A \cos \varphi_A + l_S \sin \varphi_{Sr} \quad (8)$$

Das dynamische System kann dann nach Anwendung des Newton-Eulerverfahrens durch die folgenden Differentialgleichungen beschrieben werden.

$$\begin{aligned} & \left(J_{AY} + m_A s_A^2 + m_L l_A^2 \sin^2 \varphi_A \right) \ddot{\varphi}_A - m_L l_A l_s \sin \varphi_A \ddot{\varphi}_{Sr} \\ & + b_A \dot{\varphi}_A - m_A s_A g \sin \varphi_A \cdot \varphi_A = \\ & M_{MA} - M_{RA} - m_A s_A g \cos \varphi_A \end{aligned} \quad (9)$$

$$- m_L l_A l_s \sin \varphi_A \ddot{\varphi}_A + m_L l_s^2 \ddot{\varphi}_{Sr} + m_L l_s g \varphi_{Sr} = m_L l_s \dot{\varphi}_D^2 (l_s \varphi_{Sr} + l_A \cos \varphi_A) \quad (10)$$

Bezeichnungen:

m_L	Lastmasse
l_s	Seillänge
m_A	Masse des Auslegers
J_{AY}	Massenträgheitsmoment bezüglich Schwerpunkt bei Drehung um horizontale Achse inkl. Antriebsstrang
l_A	Länge des Auslegers
s_A	Schwerpunktsabstand des Auslegers
b_A	viskose Dämpfung
M_{MA}	Antriebsmoment
M_{RA}	Reibmoment

Gleichung (9) beschreibt im wesentlichen die Bewegungsgleichung des Auslegers mit dem antreibenden Hydraulikzylinder, wobei die Rückwirkung durch die Pendelung der Last berücksichtigt wird. Dabei ist auch der durch die Schwerkraft des Auslegers einwirkende Anteil und die viskose Reibung im Antrieb berücksichtigt. Gleichung (10) ist die Bewegungsgleichung, welche die Lastpendelung φ_{sr} beschreibt, wobei die Anregung der Schwingung durch das Aufrichten bzw. Neigen des Auslegers über die Winkelbeschleunigung des Auslegers oder eine äußere Störung, ausgedrückt durch Anfangsbedingungen für diese Differentialgleichungen, verursacht wird. Über den Term auf der rechten Seite der Differentialgleichung wird der Einfluß der Zentripetalkraft auf die Last bei Drehung der Last mit dem Drehwerk beschrieben. Dadurch wird ein für einen Drehkran typisches Problem beschrieben, da damit eine Kopplung zwischen Drehwerk und Wippwerk besteht. Anschaulich kann man dieses Problem dadurch beschreiben, daß eine Drehwerksbewegung mit quadratischer Drehgeschwindigkeitsabhängigkeit auch einen Winkelausschlag in radialer Richtung hervorruft.

Der hydraulische Antrieb wird durch die folgenden Gleichungen beschrieben.

$$M_{MA} = F_{Zyl} d_b \cos \varphi_p(\varphi_A)$$

$$F_{Zyl} = p_{Zyl} A_{Zyl}$$

$$\dot{p}_{Zyl} = \frac{2}{\beta V_{Zyl}} (Q_{FA} - A_{Zyl} \dot{z}_{Zyl}(\varphi_A, \dot{\varphi}_A)) \quad (11)$$

$$Q_{FA} = K_{PA} u_{StA}$$

F_{Zyl} ist die Kraft des Hydraulikzylinders auf die Kolbenstange, p_{Zyl} ist der Druck im Zylinder (je nach Bewegungsrichtung kolben- oder ringseitig), A_{Zyl} ist die Querschnittsfläche des Zylinders (je nach Bewegungsrichtung kolben- oder ringseitig), β ist die Ölkompessibilität, V_{Zyl} ist das Zylindervolumen, Q_{FA} ist der Förderstrom im Hydraulikkreis für das Wippwerk und K_{PA} ist die Proportionalitätskonstante, die den Zusammenhang zwischen Förderstrom und Ansteuerspannung des Proportionalventils angibt. Dynamische Effekte der unterlagerten Förderstromregelung werden vernachlässigt. Bei der Ölkompession im Zylinder wird als relevantes Zylindervolumen die Hälfte des Gesamtvolumens des Hydraulikzylinders angenommen. z_{Zyl} , \dot{z}_{Zyl} sind die Position bzw. die Geschwindigkeit der Zylinderstange. Diese sind ebenso wie die geometrischen Parameter d_b und φ_p von der Aufrichtkinematik abhängig.

In Fig. 7 ist die Aufrichtkinematik des Wippwerks dargestellt. Beispielhaft ist der Hydraulikzylinder am unteren Ende des Kranturms verankert. Aus Konstruktionsdaten kann der Abstand d_a zwischen diesem Punkt und dem Drehpunkt des Auslegers entnommen werden. Die Kolbenstange des Hydraulikzylinders ist am Ausleger im Abstand d_b befestigt. φ_0 ist ebenfalls aus Konstruktionsdaten bekannt. Daraus läßt sich der folgende Zusammenhang zwischen Aufrichtwinkel φ_A und Hydraulikzylinderposition z_{Zyl} herleiten.

$$z_{Zyl} = \sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0)} \quad (12)$$

Da nur der Aufrichtwinkel φ_A Meßgröße ist, ist die umgekehrte Relation von (12) sowie die Abhängigkeit zwischen Kolbenstangengeschwindigkeit \dot{z}_{Zyl} und Aufrichtgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_A$ ebenfalls von Interesse.

$$\varphi_A = \arccos\left(\frac{d_a^2 + d_b^2 - z_{Zyl}^2}{2d_a d_b}\right) - \varphi_0 \quad (13)$$

$$\dot{\varphi}_A = \frac{\partial \varphi_A}{\partial z_{Zyl}} \dot{z}_{Zyl} = \frac{\sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0)}}{d_b d_a \sin(\varphi_A + \varphi_0)} \dot{z}_{Zyl} \quad (14)$$

Für die Berechnung des wirksamen Momentes auf den Ausleger ist außerdem die Berechnung des Projektionswinkels φ_p erforderlich.

$$\cos \varphi_p = \frac{d_a \sin(\varphi_A + \varphi_0)}{\sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0)}} = \frac{h_1}{h_2} \quad (15)$$

Für eine kompakte Notation sind in Gl. 15 die Hilfsvariablen h_1 und h_2 eingeführt.

Alternativ kann hierzu wieder anstatt der Hydraulikgleichungen (11) eine Näherung für die Dynamik der Antriebe mit einem approximativen Zusammenhang als Verzögerungsglied 1. oder höherer Ordnung vorgesehen werden. Damit erhält man beispielhaft

$$\dot{z}_{Zyl} = \frac{K_{PAAntr}}{1 + T_{Antr}s} u_{StA} \quad (16)$$

bzw. im Zeitbereich

$$\ddot{z}_{Zyl} = -\frac{1}{T_{Antr}} \dot{z}_{Zyl} + \frac{K_{PAAntr}}{T_{Antr}} u_{StA} \quad (17)$$

Damit kann aus den Gleichungen (17), (14) und (10) ebenfalls eine adäquate Modellbeschreibung aufgebaut werden. T_{Antr} ist die approximative (aus Messungen ermittelte) Zeitkonstante zur Beschreibung des Verzögerungsverhaltens der Antrie-

be. $K_{PA_{Antr}}$ die resultierende Verstärkung zwischen Ansteuerspannung und resultierender Geschwindigkeit im stationären Fall.

Bei einer unerheblichen Zeitkonstante bezüglich der Antriebsdynamik kann direkt eine Proportionalität zwischen Geschwindigkeit und Ansteuerspannung des Proportionalventils angenommen werden.

$$\dot{z}_{Zyl} = K_{PA_{direkt}} u_{StA} \quad (18)$$

Auch hier kann dann aus den Gleichungen (18), (10) und (14) eine adäquate Modellbeschreibung aufgebaut werden.

Letzte Bewegungsrichtung ist das Drehen der Last am Lasthaken selbst durch das Lastschwenkwerk. Eine entsprechende Beschreibung dieser Regelung ergibt sich aus der deutschen Patentanmeldung DE 100 29 579 A1, auf deren Inhalt hier ausdrücklich verwiesen wird. Die Rotation der Last wird über das zwischen einer am Seil hängenden Unterflasche und einer Lastaufnahmevorrichtung angeordnete Lastschwenkwerk vorgenommen. Dabei werden auftretende Torsionsschwingungen unterdrückt. Damit kann die in den meisten Fällen ja eben nicht rotationssymmetrische Last lagegenau aufgenommen, durch einen entsprechenden Engpass bewegt und abgesetzt werden. Selbstverständlich wird auch diese Bewegungsrichtung im Modul zur optimierten Bewegungsführung integriert, wie dies beispielsweise anhand der Übersicht in Fig. 3 dargestellt ist. In besonders vorteilhafter Weise kann hier die Last schon nach dem Aufnehmen während des Transportes durch die Luft in die entsprechend gewünschte Schwenkposition mittels des Lastschwenkwerkes verfahren werden, wobei hier die einzelnen Pumpen und Motoren synchron angesteuert werden. Wahlweise kann auch ein Modus für eine drehwinkelunabhängige Orientierung gewählt werden.

Daraus ergibt sich die nachfolgend aufgeführte Bewegungsgleichung. Die Variablenbezeichnung entsprechen der DE 100 29 579 A1. Dabei wurde keine Linearisierung vorgenommen.

$$(\Theta_{Lc} + \Theta_{Uc}) \ddot{\gamma}_{drill} = -m_L g \sin\left(\frac{d_c \gamma_{drill}}{2l_S}\right) \frac{d_c}{2} - \Theta_{Lc} \ddot{c}$$

(19)

Auch für das Lastschwenkwerk können nun Differentialgleichungen zur Beschreibung der Antriebsdynamik zur Verbesserung der Funktion wie bei der Drehbewegung zusätzlich berücksichtigt werden. Hier soll auf eine detaillierte Darstellung verzichtet werden.

Die Dynamik des Hubwerks sei vernachlässigt, da die Dynamik der Hubwerksbewegung im Vergleich zur Systemdynamik des Lastpendelung des Krans schnell ist. Wie beim Lastschwenkwerk können jedoch bei Bedarf die entsprechenden dynamischen Gleichungen zur Beschreibung der Hubwerksdynamik jederzeit ergänzt werden.

Die verbleibenden Gleichungen zur Beschreibung des Systemverhaltens sollen nun in eine nichtlineare Zustandsraumdarstellung nach Isidori, Nonlinear Control Systems Springer Verlag 1995 gebracht werden. Dies sei beispielhaft basierend auf den Gleichungen (2),(3), (9),(10),(14),(15) durchgeführt. Dabei ist die Rotationsachse der Last um die Hochachse und die Hubwerksachse in diesem nun nachfolgenden Beispiel nicht berücksichtigt. Es ist jedoch keine Schwierigkeit, diese in die Modellbeschreibung mit aufzunehmen. Für den vorliegenden Anwendungsfall sei ein Kran ohne automatisches Lastschwenkwerk angenommen, das Hubwerk wird vom Kranbediener manuell bedient. Dementsprechend erhält man:

Zustandsraumdarstellung:
$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}} &= \underline{a}(\underline{x}) + \underline{b}(\underline{x})\underline{u} \\ \underline{y} &= \underline{c}(\underline{x}) \end{aligned}$$
 (20)

mit:

Zustandsvektor:
$$\underline{x} = [\varphi_D \quad \dot{\varphi}_D \quad \varphi_A \quad \dot{\varphi}_A \quad \varphi_{Sl} \quad \dot{\varphi}_{Sl} \quad \varphi_{Sr} \quad \dot{\varphi}_{Sr} \quad p_{Zyl}]^T$$
 (21)

Steuergröße:
$$\underline{u} = [u_{SlD} \quad u_{SlA}]^T$$
 (22)

Ausgangsgröße: $\underline{y} = [\varphi_{LD} \quad r_{LA}]$ (23)

Die Vektoren $\underline{a}(x), \underline{b}(x), \underline{c}(x)$ ergeben sich durch Umformung der Gleichungen (2)-(4), (8)-(15).

Im Betrieb des Moduls zur optimierten Bewegungsführung ohne unterlagerte Lastpendeldämpfung tritt im halbauomatischen Betrieb die Problematik auf, dass der Zustand \underline{x} als Messvektor vollständig vorliegen muß. Da in diesem Fall aber keine Pendelwinkelsensoren installiert sind, müssen die in diesem oben beschriebenen Fall beispielhaft die Pendelwinkelgrößen $\varphi_{St}, \dot{\varphi}_{St}, \varphi_{Sr}, \dot{\varphi}_{Sr}$ aus den Ansteuergrößen u_{SID}, u_{SLA} und den Meßgrößen $\varphi_D, \dot{\varphi}_D, \varphi_A, \dot{\varphi}_A, p_{Zyl}$ rekonstruiert werden. Hierzu wird das nichtlineare Modell nach Gleichung (20-23) linearisiert und beispielsweise ein parameteradaptiver Zustandsbeobachter (siehe auch Fig. 4 Block 43) entworfen.

Die Sollverläufe für die Eingangssignale (Steuergrößen) $u_{SID}(t), u_{SLA}(t)$ werden durch die Lösung eines Optimalsteuerungsproblems, d.h. einer Aufgabe der dynamischen Optimierung bestimmt. Hierzu wird die angestrebte Reduktion des Lastpendelns in einem Zielfunktional erfasst. Randbedingungen und Trajektorienbeschränkungen des Optimalsteuerungsproblems ergeben sich aus den Bahndaten, den technischen Restriktionen des Kransystems (z.B. limitierte Antriebsleistung, sowie Beschränkungen aufgrund von dynamischer Lastmomentbegrenzungen zur Verhinderung des Kippens des Krans) sowie erweiterten Forderungen an die Bewegung der Last. Beispielsweise ist mit dem nun im folgenden beschriebenen Verfahren es erstmals möglich, den Bahnkorridor, den die Last bei der Aufschaltung der berechneten Steuerfunktionen benötigt, exakt im vorhinein zu präzisieren. Damit sind Automatisierungsmöglichkeiten gegeben, die vormals nicht lösbar waren. Eine solche Formulierung des Optimalsteuerungsproblems wird im folgenden beispielhaft sowohl für den vollautomatischen Betrieb des Systems mit vorgegebenem Start- und Zielpunkt der Lastbahn als auch für den Handhebelbetrieb gegeben.

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☒ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.